

Best Available Copy

10/523512

Rec'd PCT/PTO

04 FEB 2005

PCT/DE 03 2721

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

#2

PRIORITY DOCUMENT  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)



REC'D 26 SEP 2003

WIPO PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

**Aktenzeichen:** 102 37 341.8

**Anmeldetag:** 14. August 2002

**Anmelder/Inhaber:** Siemens Aktiengesellschaft, München/DE

**Bezeichnung:** Modell, Berechnung und Anwendung periodisch erzeugter Kantenwirbel im Turbomaschinenbau

**IPC:** G 05 B 17/02

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 10. September 2003  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

Stenschus

## 1. ZUSAMMENFASSUNG

Es wird ein neues physikalisches Modell FVM ("Finite Vortex Model") vorgeschlagen, mit dem bei schwingenden Profilen im Fluid die instationäre Fluid-Struktur-Wechselwirkung beschreibbar ist. Das einfache, flexible Näherungsverfahren ergänzt aufwändige NAVIER-STOKES-Methoden. Es ersetzt u.a. die KUTTA-Bedingung ("Glatter Abfluß an der Hinterkante" (HK)) der heutigen Tragflügeltheorie durch eine allgemeinere Vorstellung. Folgende Stichworte charakterisieren das FVM, das durch Nachrechnung unterschiedlicher Experimente an schwingenden Profilen erfolgreich validiert werden konnte (Publikationen 9/02):

- Endliche Normalumströmung der HK, Kantenmechanismus
- Finite Kantenwirbel FKW, stabiler Wirbel mit konstantem Radius, Mantelströmung
- Zeitabhängige Wechselwirkung zwischen gebundenem Wirbel / Anströmung
- FKW-Modell: RANKINE-Wirbel endlicher Größe (Masse, Trägheitsmoment)

Auf der Basis des FVM wird ein sehr allgemeines Berechnungsverfahren vorgestellt, das u.a. ohne die Einschränkungen heutiger Tragflügelmethoden auskommt. Die gekoppelte Fluid-Struktur-Dynamik des gebundenen Systems kann mit dem Prinzip von D'Alembert explizit formuliert und numerisch integriert werden. Bei vorgegebener 2D-Profil-Kinematik resultieren die Zeitverläufe der Kräfte, Momente, Bewegungen, Zirkulation, Energie, Leistungsanteile. Die Gleichungen enthalten neue Kenngrößen, mit denen der Einfluß äußerer Anströmungs-Geschwindigkeiten realistisch erfaßt wird.

Diverse Anwendungs-Rechnungen führen auf Vorschläge für neue "aktive" Wirbel-Erzeuger und -Tilger (Zylindrische und Ring-Wirbel) mit Design-Regeln zu ihrer optimalen Gestaltung. Als Systemantrieb sind mechanische, elektromagnetische oder elektrohydraulische Lösungen vorgesehen. Der Leistungsbedarf der FKW-Erzeugung liegt niedrig.

Mit den Erkenntnissen des FVM resultieren daraus eine Reihe technischer Anwendungen in vielen Bereichen: Energietechnik, Maschinenbau, Luftfahrt u.a.m. Aus diesen Möglichkeiten werden hier die folgenden vier Anwendungen für thermische Turbomaschinen genauer beschrieben, wobei spezieller Bezug genommen wird auf den Bau von stationären Gasturbinen:

- 1) Das effiziente Fördern von Fluiden  
Einsparung von Druckbedarf (Pumpwirkung) bei Kühlluftströmen  
Verdichter-Entnahmen etc.
- 2) Die Verbesserung von Gitterströmungen  
Bessere V-LeO-Aerodynamik und Grenzschicht-Entwicklung in den  
"Clocking"-Folgestufen (höherer Verdichter-Wirkungsgrad)
- 3) Die Verbesserung der Bauteilkühlung  
Periodische Geschwindigkeits-Schwankungen erhöhen den Wärmeübergang  
und reduzieren den Kühlluftbedarf an allen GT-Heißeilen (Innenkühlung)
- 4) Das effiziente Mischen von Fluidströmen  
Mehrstufige, versetzte Systeme aus FKW-Erzeugern /-Tilgern

Die Vorschläge 1) bis 4) können bei Gasturbinen zu einer Steigerung von Leistung und Wirkungsgrad, sowie zur Absenkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen genutzt werden.

## 2. AUSGANGSSITUATION, GEGENSTAND

Heute besteht ein zunehmendes Interesse an der realistischen und effizienten Modellierung und Berechnung instationärer Strömungsvorgänge. Sowohl im Flugzeugbau [1][2][4][6], als auch im Maschinenbau und in der Verfahrenstechnik werden alternative Rechenmodelle und Methoden benötigt, mit denen u.a. die Entstehung von Wirbeln und ihre Wechselwirkung mit der Struktur beschrieben werden können.

Besonders im Turbomaschinenbau sind z.Zt. erhebliche Anstrengungen zu verzeichnen, um der Deutung, Berechnung und Nutzung wichtiger experimenteller Befunde aus folgenden Themenkreisen näherzukommen:

- Laufrad /Leitrad-Wechselwirkung bei thermischen und hydraulischen Turbomaschinen (TM) mit Nachlauf- und Passage-Effekten, z.B. [3][10][11]
- Nutzung des sog. "Clocking"-Effektes in axialen TM, z.B. [9][C]
- Einfluß allgemeiner Strömungs-Instationaritäten auf den Wärmeübergang an zu kühlenden Heißeilen in thermischen TM, z.B. Gasturbinen [12][13][14]

Dabei gibt es einige Grundsatz-Probleme, die den heutigen Erfolg begrenzen, insbesondere:

- Das Versagen der klassischen Tragflügeltheorien für instationäre Strömungen, insbesondere schwingend bewegte Tragflächen, vgl. [1]
- Die für instationäre Probleme allein in Frage kommenden 3D-NAVIER-STOKES-Löser [4] liefern u.U. unrealistische Resultate, da die Wahl zutreffender Turbulenz-Modelle und die Erfassung wandnaher Strömungen nicht ganz einfach ist (die Sekundärströmungen werden z.Zt. oft unterschätzt).
- Der teilweise erhebliche numerische Aufwand bei N.S.-Untersuchungen (3D, Re-Mittelung, LES-Modelle ("Large Eddy Simulation"), rotierende Systeme, bewegte Netze etc.) ist für parametrische Anwendungsrechnungen nicht tragbar

Eine periodisch bewegte Tragfläche, das damit verbundene "Aufrollen" eines Makrowirbels an scharfen Kanten ("Dynamic Stall" [2]) sowie der Abreißvorgang selber können von der klassischen Aerodynamik nicht beschrieben werden; der Grund liegt darin, daß die Tragflügeltheorien auf folgenden fundamentalen Einschränkungen basieren, die zwar beim starren Flugzeugflügel näherungsweise erfüllt sind, die jedoch bei instationären Strömungen allgemein gar nicht vorliegen können [1][7]:

- 1) Glatte Abströmung an der Profil-Hinterkante (HK), d.h. Erfüllung der sog. KUTTA-Bedingung

- 2) Endliche, hohe Anströmgeschwindigkeit, die nicht Null werden darf,  
d.h.  $v_{inf} \neq 0$
- 3) Nur eine quasistatische, lineare Behandlung
- 4) Bei Bewegung des Profils sind nur sehr kleine Amplituden, Frequenzen erlaubt, d.h.  $K_{inf} < 1,0$

Das große Potential von schwingend bewegten Tragflächen, z.B. zur Vortriebs- und Auftriebs-Erzeugung sowie für erhöhte Manövrierfähigkeit [7] ist inzwischen erkannt. Bis vor kurzem sind jedoch viele Resultate aus Bionik- und Naturstudien von der Fachwelt ignoriert worden, weil sie "nicht berechnet werden können". Die bereits länger vorliegenden Messungen extrem hoher Beiwerte  $c_A, c_V = 3,0$  bis  $7,0$  (Insekten) können bis heute nicht vollständig von 3D-N.S.-Lösungen nachvollzogen werden [4][8].

Neueste Berechnungen (FLUID, STAR-CD, TASC-FLOW, TRACE, NS 2D u.a.) bestätigen jedoch zumindest qualitativ die folgenden experimentellen Befunde:

- a) Sowohl stationäre wie schwingend bewegte Profil-HK werden hochfrequent /instationär mit endlicher Normalkomponente  $v_{PRN}(t)$  umströmt. Die KÜTTA-Bedingung wird demnach im Detail nicht erfüllt; sie stellt aber für den stationär angeströmten, unbewegten Flügel eine sehr gute Näherung dar
- b) An den HK stationärer Profile (einzeln oder im Gitterverband) werden -analog einer klassischen "von KARMAN"-Straße- intermittierende Wirbel gebildet (typischer Frequenzbereich: 5 bis 15 KHz [3])
- c) Allgemein instationäre Zuström-Bedingungen (z.B. Nachlauf-Dellen, Schockwellen, Turbulenz-Erzeuger) beeinflussen u.U. die Grenzschicht-Entwicklung stromab in einem Gitter erheblich; es werden z.T. deutliche Erhöhungen von bezogenen Massenströmen  $(m/pv)_m$ , von Gitterwirkungsgraden  $\eta_m$  sowie von Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_m$  gemessen [10] bis [14]

Die heutige Turbomaschinen(TM)-Auslegung arbeitet sowohl in der Aerodynamik, Ref [B] wie beim Wärmeübergang möglicherweise konservativ, nämlich mit

- stationärer Zuströmung (keine Nachlauf-bedingten Passage-Effekte berücksichtigt)
- Möglichst unterschiedliche Schaufelzahlen benachbarter Reihen (zur Vermeidung von Düsenerregung), so daß kein Clocking genutzt werden kann
- Stationäre Kühlströme und damit Wärmeübergangskoeffizienten

Derzeit wird weltweit der Einfluß instationärer Zuströmung bei TM untersucht; - dabei ist einerseits der Input für realistische NAVIER-STOKES-Rechnungen zu

verbessern (geeignete Turbulenzmodelle sowie Modelle zur realistischen Berücksichtigung wandnaher Strömungen; "LES"); auf der anderen Seite rücken mehr und mehr folgende Aufgaben in den Vordergrund, die auch Gegenstand der vorliegenden Erfindungsmeldung sind (Vgl. M.I.T. /USA ) :

1. Entwicklung vereinfachter Modelle zur schnellen, näherungsweisen Berechnung und als Ergänzung für aufwendige N.S.-Rechnungen (bewegte Netze etc.) [7][8], Kap. 3,4
2. Systematische Ermittlung optimaler Strömungsfluktuationen (Frequenzen, Amplituden, Strukturen etc.) für die jeweilige Anwendung (Wirkungsgrad, Kühlung), Kap. 4,5; bisher wurden fast nur "Nachlauf-Dellen" simuliert (meist hohe Frequenzen, niedrige Amplituden, [9][10])
3. Entwicklung strömungstechnischer Einrichtungen zur effizienten Erzeugung o.g. Fluktuationen (die Pulserzeugung muß mit möglichst geringem Druckverlust erfolgen), Kap. 4

### 3. KANTENWIRBEL, BERECHNUNG

Bisherige Meßergebnisse an schwingenden Profilen [1][2], an Tierflügeln und Fischflossen [8] weisen in Richtung "Makrowirbel" und "endliche Kantenumströmung"; dennoch sind die Einschränkungen 1) bis 4) vom Starrflügel bis heute kaum angetastet worden. Eine Ausnahme stellt das in Ref [A][5] beschriebene "Finite Wirbel Modell" (FVM) dar: Es ersetzt die KUTTA-Bedingung entlang der scharfen Profil-HK durch eine allgemeinere Modellvorstellung, die eine endliche Kantenumströmung und das "Aufrollen" eines sog. "Kantenwirbels" gemäß der experimentellen Beobachtung zuläßt. Kürzlich wurde das FVM ("Finite Vortex Model") erweitert [7] ("Mantelströmung", "Zirkulatorische Wirkungen", "Netto-Kantenwirbel") und validiert. Die Brauchbarkeit der erweiterten Vorstellungen ist durch erfolgreiche Nachrechnung unterschiedlicher, stark instationärer Experimente in Luft und Wasser [8] gut bestätigt worden. Darüber hinaus konnten erstmals auch die hohen dynamischen  $C_A$ -Meßwerte rechnerisch nachvollzogen werden.

Im Folgenden sind die wichtigsten physikalischen Abläufe chronologisch zusammengefaßt; dazu zeigt Fig. 1 die Anwendung des FVM auf die allgemeine, periodische 2D-Bewegung  $s(t)$ ,  $\phi(t)$  eines plattenförmigen Profils (Vgl. [7]):

- a. Der sog. "Kantenmechanismus" [5] einer bewegten, scharfen Profil-HK führt, in Verbindung mit der sich stets einstellenden "Netto-Umströmung", anfangs zu einem tangentialen "Auffüllen" eines endlich großen, sog. "Finiten Kanten Wirbels" (FKW; Normalkomponente  $v_{PRN}(t)$  infolge der Zähigkeitskräfte). Dieser Wirbel wird dabei zunehmend in Rotation versetzt, und die Sogzone "S" (Fig. 1) zieht weiteres Fluid heran. Der eigentliche Auffüllvorgang ist nach wenigen % der Profil-Schwingungsdauer  $T$  abgeschlossen.
- b. In dieser kurzen Zeit hat der FKW seine stabile Größe  $a$  (Wirbelradius) erreicht, und  $a$  bleibt während der weiteren sog. "Haftungsphase"  $t_H$  konstant. Der Wirbel haftet solange am Profil, bis zum Zeitpunkt  $t=t_H$  das  $v_{PRN}(t)$  sein Maximum  $v_{max}$  erreicht hat. Diese aktive Phase ist durch eine stark zunehmende Drehbeschleunigung  $\dot{\phi}(t)$  des FKW charakterisiert (ansteigendes  $v_{PRN}(t)$ -Niveau); dabei erfährt der stabil rotierende Wirbel (Radius  $a$ ) eine "Netto-Durchströmung".
- c. Nach Meßergebnissen, z.B. [2], dauert  $t_H$  relativ lange:  $t_H \cong T/4$ . Der mit der bekannten Zirkulation  $|\Gamma(t)| = 2\pi a v_{PRN}(t)$  rotierende FKW (Tangentialgeschwindigkeit bei  $r=a$  ist  $v_{PRN}(t)$ ) setzt am Profil eine Grenzschicht-nahe; sog. "Mantelströmung" in Gang [6][7] (Sogzone "S", Fig. 1). Als "Pendant" zum FKW dreht diese Mantelströmung als "gebundener Wirbel" um das Profil mit entgegengesetzt gleich großer Zirkulation  $\Gamma(t)$ .
- d. Während der gesamten aktiven Phase  $t_H$  kommt zu den Trägheitswirkungen nun noch folgender zirkulatorischer Part der Fluid-Struktur-Wechselwirkung hinzu: Die resultierende, momentane Anströmgeschwindigkeit  $v_{MR}(t)$  tritt in aerodynamische Wechselwirkung mit  $\Gamma(t)$ , es werden die beiden orthogonalen Kräfte

$F_2(t)$  ("Auftrieb"),  $F_1(t)$  ("Widerstand") erzeugt.

- e. Während einer vollen Profil-Bewegungsperiode  $T$  werden jeweils zwei FKW erzeugt, und zwar: Bei schneller Bewegung ( $f = (v_m/v_{max}) \leq \text{ca. } 0,20$  bis  $0,50$ ) werden bezüglich  $v_{in}$  beide FKW auf der LUV-Seite des Profils aufgerollt; es dominiert der "Vortriebscharakter" mit  $C_m > 0$ , und  $\Gamma$  wird hier von der Umström-Komponente  $v_{PRN}(t)$  gesteuert. Bei dieser schnellen Bewegung erfolgt die Energieübertragung von der Struktur (Antriebsleistung) auf das Fluid, und nach dem Freiwerden des FKW ( $t > t_H$ ) bildet sich ein Nachlauf in Form einer "Reversen v. KARMAN-Wirbelstraße" aus. Hingegen bei langsamer Bewegung überwiegt die externe Anströmung  $v_{inf} > v_{max}$  mit  $f > 0,50$ ; das FKW-Aufrollen wird zu späteren Positionen hin verschoben, so daß beide Wirbel auf der LEE-Seite des Profils gebildet werden. Jetzt dominiert ein "Widerstandscharakter" mit  $C_m \leq 0$ , und  $\Gamma$  wird jetzt von der Auslenkung des Profils (z.B.  $R \sin \phi(t)$ ), zusammen mit  $v_m$  gesteuert. Bei der langsamen Bewegung besteht "Flutter-Gefahr", weil hier die Energieübertragung vom Fluid auf die Struktur erfolgt. Nach  $t > t_H$  nimmt der Nachlauf die bekannte klassische Form der "v.KARMAN-Wirbelstraße" an.

In [7][8] ist näher ausgeführt, aus welchen Experimenten die folgenden vier Grundannahmen des FVM abgeleitet wurden:

- Der Kantenwirbel erreicht nach nur wenigen  $1/1000$  Sekunden seine stabile Größe; der Radius  $a$  - und damit  $m$ ,  $\theta_e$  - bleiben danach konstant. Aus den Nachrechnungen sehr unterschiedlicher Versuche in Luft, Wasser hat sich gezeigt, daß die Schlüsselgröße  $(2a/R)$  in dem relativ kleinen Bereich von  $0,20$  bis  $0,60$  liegt
- Der FKW hat näherungsweise RANKINE-Charakter (endlicher Starrkörperkern), und für den Starrkörper-Radius  $a/n$  folgt aus Messungen  $n=7$  und über Integrationen  $f_D = 1,9796$  [7]
- Die zirkulatorischen Kräfte  $F_{1,2}(t)$  und die Geschwindigkeiten  $v_M(t)$  sowie  $v_{MR}(t)$  beziehen sich, der Einfachheit halber, auf den  $1/4$ -Sehnen Punkt M (Fig. 1)
- Die Netto-Durchströmung des FKW (ab  $r=a$ ) verändert seine Zirkulation nicht, und 3D-Effekte werden vernachlässigt

In dem folgenden Abschnitt sind die allgemein formulierten Gleichungen zusammengestellt und erläutert; sie liegen der Programmierung des Codes "fvm" zugrunde und beschreiben z.B. die Dynamik des gekoppelten Systems in Fig. 1 während der Haftungsphase  $t \leq t_H$  [7]:

- 1) Die Anwendung des Prinzips von D'Alembert in Lagrange'scher Fassung auf das gebundene System "Struktur-Fluid", Fig. 1 liefert den Schwerpunkt- und Momenten-Satz (analog Impuls- und Drehimpuls-Satz) in der Form von Glg (1):

$$\begin{aligned}
 \sum (F_x - m \ddot{x}_s)_i &= 0 \\
 \sum (F_y - m \ddot{y}_s)_i &= 0 \\
 \sum (M - \theta_e \ddot{\phi})_j &= 0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

- 2) Dem Profil wird die ebene Kinematik  $s(t), \phi(t)$  (Translation, Rotation) auf-  
 geprägt, die z.B. harmonisch sein kann; allgemein Glg (2) :

$$\begin{array}{ll}
 \phi(t) & s(t) \\
 \dot{\phi}(t) & \dot{s}(t) \\
 \ddot{\phi}(t) & \ddot{s}(t)
 \end{array}
 \tag{2}$$

- 3) Daraus resultieren die restlichen Bewegungsgrößen des Systems mit den  
 expliziten Ausdrücken z.B. für die FKW-Beschleunigungen; hinzu kommen noch  
 sog. "holonome Beziehungen", hier zwischen der FKW-Drehung  $\phi(t)$  und  $v_{PRN}(t)$   
 als Kompatibilität nach Glg (3) :

$$v_{PRN}(t) = + (Ab) / - (Auf) \dot{\phi}(t) a \tag{3}$$

$$\ddot{x}_s, \ddot{y}_s, \ddot{\phi} = F_{kt}(\text{Geom } \phi_0 \omega a f t)$$

- 4) Im Rahmen des FVM sind - abweichend von der heute üblichen Konvention -  
 zweckmäßig folgende neuen Kenngrößen eingeführt worden :

Geschwindigkeits-

verhältnis (statt  $K_{inf}$ , das  
 bei  $v_{inf} = 0$  gegen  $\infty$  geht) :

$$f = (v_m / v_{max}) \text{ mit} \tag{4}$$

$$v_m = (v_{inf} + v_{idz} / 2) = (v_{in} + v_{out}) / 2$$



5). Einführung weiterer Kenngrößen :

Reynolds-Zahl der max.

Kantenumströmung :  $Re = (v_{\max} R / \nu)$  (5)  
(statt Bezugsgeschwindigkeit  $\nu_{\inf}$ ).

Reduzierte Frequenz:

Strouhal-Zahl  $K = (\omega R / v_m)$   
 $Str = (\omega R / 2\pi v_m)$   
(Bezugsgeschwindigkeit  $v_m$   
statt  $\nu_{\inf}$ )

5) Die Addition der Vektoren  $v_M(t)$  und  $v_m$  ergibt die resultierende Geschwindigkeit  $v_{MR}(t)$ , aus der mit  $\Gamma(t) = 2 \pi a v_{PRN}(t)$  die zirkulatorischen Kräfte  $F_{1,2}$  folgen :

$$F_2(t) = \Gamma(t) [ \rho B v_{MR}(t) ]$$

$$F_1(t) = F_2(t) / \zeta \quad (6)$$

6) Der momentane Energiegehalt  $E(t)$  des FKW läßt sich oft explizit ausdrücken, und die momentane Gesamtantriebsleistung  $P(t)$  ergibt sich z.B. bei der reinen Rotation ( $s = 0$ ) aus Glg (7); sämtlichen Momentanwerte müssen im allgemeinen numerisch integriert werden :

$$E(t) = Fkt ( \varphi_0 \omega a \text{ Geom} ) \quad (7)$$

$$P(t) = M(t) \dot{\varphi}(t)$$

7) Schließlich setzt sich die am Profil wirkende momentane Gesamt-Horizontalkraft  $H(t)$  stets aus einem Trägheits- und einem zirkulatorischen Teil zusammen; ihr über  $T$  zeitlich gemittelter Wert  $H_m$  ergibt sich aus der Integration Glg (8) :

$$H_m = 1/T \int_0^T H(t) dt \quad (8)$$

$H_m > 0$  : Profil mit Vortrieb

$H_m \leq 0$  : Profil mit Widerstand

Sämtliche Momentangrößen werden in ähnlicher Weise i.a. numerisch integriert. Der Mittelwert  $H_m$  wird zweckmäßig mit Hilfe der mittleren Profildurchströmungsgeschwindigkeit  $v_m$  dimensionslos gemacht :

$$C_m = H_m / [ \rho/2 v_m^2 B R ]$$

- 9). Abschließend eine Bemerkung zu dem FKW, der in guter Näherung als RANKINE-Wirbel betrachtet werden kann. Die radiale Geschwindigkeitsverteilung in der "Wirbelwalze" ist also außen logarithmisch (am Außenrand selber mit dem Radius  $a$  herrscht  $\text{Max } v_{PRN}$ ) und innen linear. Die mechanische Wirkung, d.h. das äquivalente, axiale Massenträgheitsmoment  $\theta_e$  des RANKINE-Wirbels ergibt sich mit dem experimentell ermittelten Faktor  $n$  ein  $f_D = 1,9796$  für die Glg (9):

$$\theta_e = f_D (n) \cdot m a^2 / 2 \quad (9)$$

Als Anwendungsbeispiel für die beschriebenen Gleichungen der FVM zeigt Fig. 2 die dimensionslose Horizontalkraft  $C_m$  als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses  $f$  für den Fall einer rein rotatorisch, harmonisch, mit konstanter Frequenz in Luft schwingenden Platte, analog Fig. 3 (b) [7]. Folgende Eingabegrößen liegen der iterativen, numerischen Berechnung zugrunde:

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= 20^\circ \text{ und } 40^\circ \\ \omega &= 157,08 = \text{const} && 1/\text{s} \quad (25 \text{ Hz}) \\ R &= 0,10 && \text{m} \\ v_{\max} &= (\varphi_0 \omega R) && \text{m/s} \\ B &= 0,20 && \text{m} \\ \zeta (\beta) &\text{ als Polynom (aus dynamischen Tests [7])} \\ f_D &= 1,9796 && - \\ v &= 1,50 \cdot 10^{-5} && \text{m}^2/\text{s} \quad (\text{Luft, } 20^\circ\text{C}) \\ \rho &= 1,20 && \text{kg/m}^3 \end{aligned}$$

Variiert wird der Anteil  $f_{\text{inf}} = (v_{\text{inf}} / v_{\max})$  in der unabhängigen Größe  $f = (f_{\text{inf}} + f_a)$ , wobei der induzierte Anteil  $f_a = 1/16 (2a/R)^2 1 / (\varphi_0 \sin \varphi_0)$  explizit vorliegt. Zur Bestimmung von  $a$  sind alternativ die beiden Ansätze verwendet worden (Vgl. Fig.2):

1. Der Radius  $a$  ist unabhängig von  $f$  (er steigt nur mit  $\varphi_0$ , Vgl.Exp. mit variierendem  $\omega$  [5], d.h. in diesem Ansatz bleibt  $a$  konstant)
2. Der Radius  $a$  fällt linear mit  $f$  nach den experimentellen Befunden [8] ab, d.h. in diesem Ansatz ist  $a = a(f)$  variabel

Beide Rechnungen (Frequenz 25 Hz konstant) ergeben die charakteristischen, in Fig. 2gezeigten, ähnlichen Verläufe, wobei nach bisherigen Erkenntnissen der Ansatz 2. eher der Realität bei variierender  $v_{\text{inf}}$  entspricht. Je nach dem Vorzeichen von  $C_m$  bzw.  $H_m$  sind auch die Vortriebs- und Widerstands-Bereiche für dieses

Beispiel je nach  $\varphi_0$ -Wert zu erkennen. Für den Ansatz 2. ergeben sich bei  $f = 0,10$ , d.h.  $a = 0,030$  m folgende Zahlen :

- Für  $\varphi_0 = 20^\circ$  ist  $C_m = 29,10$  ( $H_m = 0,210$  N) und  $v_m = 0,548$  m/s, die notwendige Antriebs-Leistung wird  $P_m = 2,39$  W
- Für  $\varphi_0 = 40^\circ$  ist  $C_m = 20,92$  ( $H_m = 0,604$  N) und  $v_m = 1,097$  m/s, die notwendige Antriebs-Leistung wird  $P_m = 9,56$  W
- Mit größeren Amplituden  $\varphi_0$  wird höherer Vortrieb erzielt. Der Punkt  $C_m = 0$  (Vortrieb = Widerstand wird für  $\varphi_0 = 20^\circ$  bei  $f \approx 0,40$  und für  $\varphi_0 = 40^\circ$  bei  $f \approx 0,25$  erreicht
- Die größten Vortriebskräfte werden unterhalb  $f \leq 0,25$  bzw  $\leq 0,40$  erzielt (schwache oder Null-Anströmung bzw. sogar "Rückenwind"  $v_{inf} < 0$ )

Mit den programmierten Glg (1) bis (9) sind sehr allgemeine Parametervariationen einfach und schnell durchgeführt worden, wobei neue Zusammenhänge sowie eine Reihe von technischen Anwendungen sichtbar geworden sind. Die beiden folgenden Kapitel 4. und 5. mit Erfindungsmeldungen für den Turbomaschinenbau (TM) basieren auf dem beschriebenen FVM mit der zugehörigen Berechnung.

## 4. WIRBELERZEUGER

Bisherige experimentelle Arbeiten sowie TM-Anwendungen der instationären Aerodynamik verwenden als Wirbel- und Turbulenz-Erzeuger sog. "passive" Einrichtungen mit relativ hohem Druckverlust [9] bis [12] :

- WIDERSTANDSKÖRPER, hinter denen sich unter bestimmten Voraussetzungen infolge  $v_{inf}$  klassische v. KARMAN-Wirbelstraßen bilden: Periodische Ablösung von jeweils zwei gegensinnig drehenden Widerstandswirbeln, die fast gleichzeitig entstehen; ihre Frequenz und Amplitude (Stärke) ist nicht frei einstellbar
- "SPEICHENRÄDER" zur Widerstands-gleichen Simulation von Laufschaukel-Nachläufen, d.h. vor dem Gittereinlauf rotierende, ca. 2 bis 5 mm dünne, radiale Stabzylinder: Die ersten Gitter-Leit-Reihen sehen periodische Geschwindigkeits-Defizite ("Dellen") mit relativ hoher Frequenz (typische Passage-Frequenzen, d.h. Drehzahl x Stabzahl liegen bei 1000 bis 5000 Hz) sowie eher geringen Amplituden
- "TURBULENZGITTER" zur künstlichen Erhöhung der Freistromturbulenz von  $Tu = \text{ca. } 2\%$  auf 10 bis 30%

Hier hingegen werden die "aktiven", in Fig. 3(a) bis (d) gezeigten effizienten Wirbelerzeuger vorgeschlagen, die bei geringen Antriebsleistungen durch sehr geringe Widerstände bzw. Druckverluste gekennzeichnet sind. Der Antrieb der bewegten Elemente in den Fällen (a) bis (c) kann mechanisch, elektromagnetisch oder elektrohydraulisch erfolgen. Alle vier gezeigten Anordnungen nutzen den Kantenwirbel aus, der sich in der hochabgelösten, instationären Strömung an der schwingenden Profilkante ausbildet.

Gegenüber den genannten passiven Wirbelerzeugern kommen hier folgende Vorteile sowohl im laminaren wie im turbulenten Fall zum Tragen :

- 1) Erzeugung zweier kräftiger (Energiegehalt) gegensinnig drehender FKW je Periode in einem deutlichen zeitlichen Abstand  $T/2$
- 2) Geringer ( dynamischer ) Widerstand bzw. Druckverlust, hohe  $c_A$ -Werte [7]
- 3) Starke Sogzone "S" durch den Kantenmechanismus (Fig. 1), verbesserte Profilaerodynamik [5]
- 4) Günstige, reibungsarme, "geschichtete" Wandströmungs-Struktur : Die Mantelströmung legt sich um die Grenzschicht [6]
- 5) Beschleunigte, in der Phase  $t_H$  stabilisierte Grenzschicht auf der Saugseite mit verzögertem bzw. verhindertem Abreißen ("Dynamic Stall" [2])

Zur möglichst effizienten Gestaltung der vorgeschlagenen Wirbelerzeuger folgen direkt aus den expliziten Gleichungen im Kap. 3. sieben wichtige, z.T. aus Fig. 3 (a) bis (d) erkennbare "Design Regeln":

- a) Hohe Geschwindigkeiten  $v_{PRN}(t)$  über möglichst lange Zeiträume, hohes  $v_{max}$ ; Dies läßt sich z.B. durch verschiedene Kombinationen von 3 (a) mit 3 (b) erreichen ("Hover Modes" [4]), wobei die Rechnung zeigt, daß ein zeitlicher  $90^\circ$ -Vorlauf der Rotation  $\phi(t)$  gegenüber der Translation optimal ist [8]
- b) Lange HK-Erstreckung (hohes  $B$ ); scharfe Profil-HK (kleiner Radius) für hohen Vortrieb /Auftrieb und Förderwirkung
- c) Für hohe, positive  $c_{A,V}$ -Werte darf die Kreisfrequenz  $\omega$  der Profilschwingung nicht zu hoch (genügend Zeit zum Aufrollen des FKW /Aufbau von  $\Gamma$ ) und nicht zu klein sein (Vortrieb /Auftrieb bzw. Fluid-Förderwirkung hoch)
- d) Ähnliches gilt für die Schwingungs-Amplituden  $\phi_0, s_0$ : Mit Rücksicht auf die Begrenzung des dynamischen Widerstandes insbesondere bei hohem, vorgegebenem  $v_{inf}$  sollten für  $c_V > 0$  die Amplituden eher begrenzt sein; andererseits steigen Vortrieb /Auftrieb und Förderwirkung mit  $\phi_0, s_0$  auch an
- e) Optimale zeitliche Pulsform, z.B. "ansteigendes Dreieck" o.ä. statt harmonischer Schwingung; (lange Haftungsphase  $t_H$ , hoher Vortrieb /Auftrieb)
- f) Je nach der speziellen Anwendung des Wirbelerzeugers (Fördern, Wirkungsgrad, Kühlen, Mischen) sind folgende Größen individuell zu optimieren: Schwingfrequenz, Amplituden, Drehpunkt der Profilrotation (z.B. 1/4-Sehnen-Punkt), Profilqualität u.a.
- g) Unter Umständen ist die Nachschaltung eines Wirbel-Tilgers ("Stator") nach dem Wirbel-Erzeuger ("Rotor") sinnvoll (Vgl. Fig. 8)

Das FVM erlaubt Optimierungen in weiten Anwendungsbereichen, wobei nach Erfahrungen im Schwingungs-Maschinenbau die vorgeschlagenen Wirbelerzeuger in Fig. 3 (a) bis (d) mit Frequenzen bis ca. 250 Hz (bei vollständigem Massenausgleich noch darüber) betrieben werden können. Die Wirbelerzeugung erfolgt also mit der doppelten Frequenz, d.h. 500 Hz.

Die einfachsten Anordnungen in Fig. 3 (a) (b) arbeiten mit ebenen, schwingenden Profilen in einem Rechteck-Kanal rein translatorisch mit  $s(t)$  bzw. mit reiner Rotation  $\phi(t)$ . Die nacheinander erzeugten, abwechselnd links/rechts drehenden, zylindrischen FKW haben den Radius  $a$  und die Breite  $B$ ; sie verlassen den Kanal mit einer Eigengeschwindigkeit, die größer ist als die mittlere induzierte  $v_{idz}$  (Fig. 1). Im Fall 3 (b) ist als zusätzliche Verbesserung eine "Spaltbelüftung" SP der Grenzschicht eingezeichnet. Die Anordnung nach Fig. 3 (c) zeigt zwei "konzentrische" Rechteck-Kanäle, welche z.B. die Massenströme /Geschwindigkeiten ( $\dot{m}_a, v_a$ , außen)

und ( $\dot{m}_i$ ,  $v_i$ , innen) führen; zwei gegenläufig rotatorisch schwingende Profilkappen erzeugen mit  $\phi(t)$  zwei parallele Systeme zylindrischer FKW, und auch hier werden Massenströme, Geschwindigkeiten durch die induzierte  $v_{idz}$  erhöht. Der Fall 3 (d) zeigt schließlich eine attraktive Lösung mit zwei konzentrischen Kanälen (mit Kreisquerschnitt) ohne schwingende Komponenten: Hier bewirken aufgeprägte Massenstrom-Pulsationen  $\dot{m}_i(t)$  im Innenrohr die erforderliche Kantenumströmung mit  $v_{PRN}(t)$  sowie die Ausbildung intermittierender, gleichsinnig drehender Ringwirbel. Die Geschwindigkeits-Differenzen [ $v_i(t) - v_a$ ] in der Trennfläche müssen für kräftige Ringwirbel groß sein. In vielen Anwendungen hat der Injektor-Vorschlag Fig. 3 (d) und ein entsprechender Strahlapparat nach Fig. 5 (b) ohne bewegte Klappen Vorteile.

26

## 5. ANWENDUNGEN

Die Erprobung des FVM erfolgte durch erfolgreiche Nachrechnung von 12 sehr unterschiedlichen, vollständig definierten Experimenten in Luft und Wasser [8]; weitere Orientierungsrechnungen in einem breiten Parameterfeld lassen folgende Anwendungsfelder von periodisch erzeugten Kantenwirbeln erkennen:

ANWENDUNG	BRANCHE
1) Fördern von Fluiden	Maschinenbau, Fluidik, Verfahrenstechnik, Energietechnik (DT, GT)
2) Propulsion /Erzeugung von Vortrieb und Auftrieb	Luftfahrt, Bionik, Schifffahrt
3) Strömung in Turbomaschinen	Energietechnik, Turbomaschinenbau (DT, GT, Turboverdichter, Pumpen, Wasserturb.)
4) Bauteilkühlung	Energietechnik, Maschinenbau (GT, Turbogeneratoren, El.Maschinen u.a.)
5) Mischen von Fluidströmen	Verfahrenstechnik, Maschinenbau (DT, GT u.a.), Biotechnologie

Die im Folgenden beschriebenen vier Erfindungsmeldungen betreffen speziell den Bau stationärer Gasturbinen (GT), können aber auch generell im Turbomaschinenbau angewandt werden.

26

## 5.1 FÖRDERN VON FLUIDEN

Analog zur Propulsion [6]. (ruhendes Fluid, bewegtes Antriebssystem) wird beim Fördern durch Rohrleitungen das Fluid effizient, d.h. Druckverlust-arm von einem ruhenden System aus Wirbel-Erzeugern und -Tilgern in Bewegung gesetzt. Ziel ist hier, mit geringer Antriebs-Leistung  $P_m$ , den mittleren bezogenen Massenstrom  $(\dot{m}/p_v)_m$  zu maximieren ( $p_v$  ist der Druckverlust längs des Fördersystems):

$$(\dot{m}/p_v)_m = \text{MAX} \quad (10)$$

Wie in Fig. 4,5 gezeigten Fördereinrichtungen basieren auf dem Kantenmechanismus, bzw. dem FKW sowie den in Fig. 3 (a) bis (d) vorgeschlagenen Wirbelerzeugern. Sie sind nach den "Design Regeln" (Kap. 4) so gestaltet, daß nicht nur hohe  $v_{PRN}(t)$ ,  $\Gamma(t)$  über möglichst lange Zeiten  $t_H$  resultieren, sondern daß eine weitgehende Nutzung der Nachlauf-Restenergie gewährleistet ist; Letzteres ist z.B. durch Nachschaltung eines Wirbel-Tilgers (Vgl. Fig. 8, "Stator") und /oder durch Minimierung des restlichen Energiegehaltes (bei  $t = t_H$ )  $E(t_H)$  des FKW selber erreichbar.

Im Einzelnen zeigt Fig. 4 eine Förderstrecke mit drei parallel im Gleichtakt schwingenden Profilen (a), die - nach den Prinzipien Fig. 3 (a) (b) konzipiert - z.B. mit folgenden Antrieben AN ausgerüstet sind :

Fig. 3 (b): Reine Rotations-Bewegung  $\phi(t)$ , z.B. über Gelenkhebel und den Kurbeltrieb KT

Fig. 3 (c): Kombinierte Rotations- $\phi(t)$  und Translations- $s(t)$  Bewegung, z.B. über den elektromagnetischen Antrieb EM, mit 90° Phasenverlauf des Magneten TMA gegenüber TMA

Fig. 5 zeigt weitere Förder-Beispiele mit jeweils zwei konzentrischen Kanälen (Rechteckquerschnitt), wobei am Austritt des inneren Kanals ein Paar rotatorisch  $\phi(t)$  im Gegentakt schwingender Profilklappen angebracht ist; die "Spaltbelüftung" SP von Fig. 3 (b)(c) ist ebenfalls zu erkennen. Durch die Schwingbewegung wird der Gesamtmassenstrom und insbesondere der Ausdruck  $(\dot{m}/p_v)_m$  erhöht. Fig. 5 (c) zeigt als möglichen Antrieb eine elektrohydraulische Anordnung EH, bei welcher der Magnet TMA den Arbeitszylinder AZ ansteuert. Sinngemäß läßt sich der sehr einfache Wirbel-Erzeuger Fig. 3 (b) ohne Antriebs-Komponenten auch zum Fördern verwenden.

Neben anderen Anwendungen können die Fördersysteme Fig. 4,5 sowie Fig. 3 (d) speziell bei Gasturbinen zur Steigerung von Leistung und Wirkungsgrad wie folgt angewandt werden:



- 17
- Steigerung der Effizienz diverser Kühlluftströme, speziell Reduktion des Druckbedarfes dieser Verdichter-Entnahmestrome infolge der effizienten Pumpwirkung der Wirbel-Erzeuger
  - Kombination von a) mit einer höheren Kühleffektivität dieser Kühlluftströme in den innengekühlten Turbinen-Schaufeln (Vgl. Kap. 5.3)
  - Möglichkeit, den für die Filmkühlung notwendigen Brennkammer-Druckverlust zu senken
  - Reduktion des Druckverlustes der Verdichter-Eintrittsreihe durch eine "aktive" Ausführung gemäß Fig. 6 (a) bzw. Fig. 4 (a)

## 5.2 GITTERSTRÖMUNGEN

Die Anordnung effizienter Wirbelerzeuger vor dem Einlauf axialer TM-Gitter, Fig. 6 hat z.B. bei GT-Verdichtern folgende Vorteile :

- Erhöhung des mittleren V-Gitterwirkungsgrades  $\eta_m$
- Erhöhung der Stufenbelastung bzw. Reduktion der Schaufelzahl pro Reihe
- Erhöhung des Pumpabstandes und bessere Teillastfähigkeit

Bei hydraulischen TM kommt hinzu, daß man größere NPSH-Reserven bekommt ("Net Positive Suction Head") und damit Kavitation vermeidet.

Ziel bei Gitterströmungen ist es, gemäß Fig. 6 (a), mit geringer Antriebsleistung  $P_m$  den mittleren bezogenen Gitterwirkungsgrad  $(\eta / p_v)_m$  zu maximieren :

$$(\eta / p_v)_m = \text{MAX} \quad (11)$$

Die Anwendung der "Design Regeln", Kap. 4 und Fig. 3 (b) auf die schwingende HK-Partie der Le0 in Fig. 6 (a) hat generell zwei Vorteile :

- Die Verbesserung der Le0-Profil-Aerodynamik durch periodisch instationäre HK-Umströmung (hohe  $c_A$ -Werte, geringer Druckverlust); die effiziente Erzeugung geeigneter Strömungspulse für die stromab-Gitterströmung
- Die Platzierung der stromab Leitschaufel-Reihen in sog. "Clocking"-Positionen [9][10] und die "maßgeschneiderte" Puls-Erzeugung ermöglichen eine optimale Nutzung der periodisch durch die Grenzschichten laufenden Fluktuationen

Bekannt ist (Vgl. Ref [C][9]), daß bereits die im Eintritt entstehenden "stationären" Schaufel-Nachläufe in den Clocking-Folgestufen eine Erhöhung des  $\eta_m$  um ca. 1,0 % Punkte bewirken. Weiterhin ist erkannt worden [11], daß sich beim Durchlauf instationärer Pulse durch ein Gitter laminare ebenso wie turbulente Grenzschichten wie "trägheitsarme Oszillatoren" verhalten, welche die Fluktuationen verstärken und sowohl die Grenzschicht-Entwicklung als auch Ort und Zeit des laminar  $\rightarrow$  turbulenten Umschlags beeinflussen.

Es ist mindestens ein gleicher, wenn nicht größerer Vorteil der energiereicheren FKW-Pulse gemäß A) zu erwarten : Nach Fig. 6 (a) durchlaufen die periodischen Wirbel zunächst die rotierende La1-Reihe und treffen dann zentral ("Clocking") auf die Vorderkanten der Le1-Schaufeln; es erfolgt eine periodische "energetische Aufladung" ihrer Grenzschichten, ohne daß die Hauptströmung in Kanalmitte gestört wird. Die dabei nach Glg (11) erzielten Verbesserungen hängen primär von folgenden Einflußparametern ab :

- Art der Erzeugung von stromauf-Strömungspulsen bzw. Nachläufen von "Speichenrädern"
- Frequenz der durchlaufenden Wirbel bzw. Passage-Frequenz des Speichenrades
- Pulsstärke, d.h. Druck-/Geschwindigkeits-/Energie-Amplituden bzw. Geschwindigkeits-Defizit bei Passage einer Speiche
- Breite und Einwirkdauer der Fluktuationen
- Schaufelbelastung, Abström-Reynoldszahl

Mit dem nach Fig. 6 (a) vorgeschlagenen "aktiven" Wirbelerzeuger für A), B) sind im Vergleich zu "stationären" Schaufel-Nachläufen folgende Vorteile verbunden (Vgl. Kap. 3 und 4) :

- 1) Erzeugung intensiver Einzelwirbel mit Frequenzen und Amplituden, die in weiten Grenzen kontinuierlich frei wählbar sind; abwechselnde Entstehung von Turbulenz- und Beruhigungs-Zonen in den stromab-Grenzschichten (unterdrückte Strömungsablösung) [10]
- 2) Separate Erzeugung diskreter FKW in der Le0 in genügendem zeitlichen Abstand  $T/2$ , so daß ausreichend Zeit verfügbar ist für den Aufbau von Kantenwirbeln und "Blasen" an den stromab-Schaufel-Vorderkanten und -HK
- 3) Reduzierter Gesamtwiderstand /verbesserte Aerodynamik der Eintrittsreihe Le0 bei geringer Antriebsleistung  $P_m$
- 4) Frei wählbare weitere Einflußparameter wie Pulsform, Drehpunkt von  $\varphi(t)$  etc. (Vgl. Kap. 4, Fig. 1)

Fig. 6 (b) zeigt einen möglichen Antrieb bei AN: Die elektrohydraulische (EH) Aktivierung des Arbeitszylinders AZ mit dem "Topfmagneten" TMA und die Übersetzung einer translatorischen Schwingbewegung über den Antriebsring AR und

über Gelenkhebel (leichte, hochfeste CFK (o.ä.) Konstruktion) in die gewünschte Rotation  $\varphi(t)$  der Le0-HK. Nach Kap. 4 können solche robust aber leicht auszuführenden Antriebe Wirbelfrequenzen bis zu 500 Hz und mehr (je nach Amplituden, Massenausgleich) realisieren. Die dargestellte Anordnung wird für GT-Verdichter vorgeschlagen; sie dient gleichzeitig der statischen VLe0-Verstellung während des Anfahrens.

### 5.3 BAUTEILKÜHLUNG

Man kann den Wärme- und Stoff-Austausch quer zu einer Hauptströmung durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit steigern; eine weitere Steigerung ist aber auch durch Aufprägen von Geschwindigkeits-Schwankungen auf den stationären Kühlstrom möglich. Neuere Messungen belegen z.T. starke Erhöhungen des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_m$  (bis zu 27 %) [12] bis [14]; dabei sind bisher Fluktuationen eingesetzt worden, die von Schockwellen, von Erhöhungen des Turbulenzgrades ( $Tu \pm 2\%$  auf ca. 20%) oder von Speichenrädern (Nachlauf-Simulation) vor Gittern herrühren. Die Erzeugung dieser Art von Fluktuationen kostet jedoch meistens hohe Druckverluste, die man vermeiden will.

Bei der Bauteilkühlung - speziell bei der effizienten Kühlung von GT-Heißeilen - zielt man darauf ab, geeignete Strömungsfluktuationen ohne nennenswerte Druckverluste sowie Antriebsleistungen zu erzeugen; die charakteristischen Parameter dieser Schwankungen sind so zu wählen, daß der mittlere bezogene Wärmeübergangskoeffizient nach Glg (12) maximiert wird:

$$(\alpha / p_v)_m = \text{MAX} \quad (12)$$

Dafür wird statt der o.g. Elemente der Einsatz der in Fig. 3 (a) bis (d) gezeigten Wirbelerzeuger vorgeschlagen. Fig. 7 (a) stellt ein Ausführungs-Beispiel mit drei parallelen, rein translatorisch  $s(t)$  schwingenden Profilen dar; ihr "v.KARMAN"-ähnlicher Nachlauf aus drei Schichten von FKW prägt dem Kühlstrom  $\dot{m}$ , bzw dem Geschwindigkeits-Profil  $w(y)$  die Schwankungen  $\Delta w$  auf, die Folgendes in der Grenzschicht der zu kühlenden Wand bewirken:

- Periodische Entstehung von Schwankungs- und Beruhigungs-Zonen [10][11]
- Verstärkung dieser Fluktuationen durch Grenzschicht-Reaktionszeiten, die sehr klein sind gegenüber der Einwirkzeit der aufgeprägten Schwankungen selber (Vgl. [11] und Kap. 5.2)
- Synchron dazu schwanken die Gradienten von  $w(y)$  an der Wand innerhalb der  $\delta(t)$  sowie die örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha(t)$

Nach heutiger Kenntnis ist vor allem die stromauf-Verschiebung des laminar→turbulenten Umschlagpunktes an der Wand der Grund für die resultierenden folgenden Effekte [12], die bei der GT-Heißeilkühlung zu erwarten sind:

- 1) Deutliche Erhöhung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_m$  bei niedrigem  $(p_v)_m$
- 2) Und damit eine Verbesserung gemäß Glg. (12) sowohl bei konvektiver ( $\alpha_k(t)$ ) als auch bei Prallkühlung ( $\alpha_p(t)$ ) von Brennkammerteilen, wie bei der Innenkühlung (inkl. Filmkühlung) von Turbinenschaufeln
- 3) Bei Prallkühlung ist zusätzlich zu erwarten, daß die schädliche "Welligkeit" infolge der "Jets" durch Fluktuationen verringert wird (Vgl. Fig. 7 (b))
- 4) Aus 1) bis 3) folgen höhere Kühleffektivitäten und Wärmestromdichten an der Heißgas-benetzten Wand; für gleiche zulässige Wandtemperaturen resultiert somit eine Kühlluftersparnis

Die geschilderte Kühlluft-Einsparung sowohl im Brennkammer- wie im Turbinen-Schaufel-Bereich von GT ermöglicht die Kombination von

- Leistungs-Erhöhungen
- Wirkungsgrad-Erhöhungen
- Absenkungen der  $\text{NO}_x$  - Emission

Insbesondere kann eine Verbindung der effizienten Kühlluft-Fördersysteme Fig. 4,5 sowie Fig. 3 (d) (Vgl. Kap. 5.1) mit dem System Fig. 7 zur Kühlungsverbesserung einen doppelten Vorteil bei GT ergeben.

Die in Fig. 7 (c), (d) gezeigten Antriebe des FKW-Erzeugers geben beispielhaft eine rein mechanische Lösung mit Kurbelschleife KS, sowie eine rein elektromagnetische Variante EM mit dem Magneten TMA an.

## 5.4 MISCHEN VON FLUIDSTRÖMEN

Aufgeprägte Geschwindigkeits-Schwankungen erhöhen nicht nur den Wärme- sondern auch den Stoff-Austausch quer zur Hauptströmung, so daß die Vorschläge zur Bauteilkühlung (Kap. 5.3) sinngemäß auch für das effiziente Mischen von Fluidströmen, z.B. "I" und "II" in Fig. 8 (a) anzuwenden sind. Durch intensive, gleichmäßige Verwirbelung kommt es hier jetzt darauf an, die Konzentrations-Unterschiede " $I \leftrightarrow II$ " nach der Mischung zu minimieren; oder genauer mit geringem Druckverlust  $(p_v)_m$  und geringer Antriebsleistung  $P_m$  die mittlere bezogene "Mischgüte" nach Glg (13) zu maximieren:

$$(1 / (C p_v)_m) = \text{MAX} \quad (13)$$

Die in Fig. 8 (a) skizzierte, zweistufige Misch-Strecke ist gekennzeichnet durch jeweils paarweise FKW-Erzeuger ("Rotoren" R1,2) plus -Tilger ("Statoren" S1,2); benachbarte derartige Stufen sind außerdem um 90° gegeneinander versetzt in dem Kanal mit quadratischem Querschnitt angeordnet. Das vorgeschlagene System gewährleistet eine gleichmäßig hohe Mischgüte. Als Antrieb AN an den Kanalseiten ist in Fig. 8 eine rein rotierende Anordnung mit Kurbelschleife KS gezeigt.

Die vorgeschlagene Misch-Strecke hat ihren Anwendungsschwerpunkt sicher in der Verfahrenstechnik u.ä.; im Gasturbinenbau sind zwei denkbare Anwendungen zu nennen, bei denen es speziell auf Druckverlust-arme, vollständige Mischung ankommt:

- Vormischung von Luft und Erdgas vor der Verbrennung  
(Ziel: Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen)
- Bildung gleichmäßiger Emulsionen aus leichtem Heizöl und Wasser für die NO<sub>x</sub>-arme Verbrennung

## 7. NOMENKLATUR

$A \approx BR$	$m^2$	Fläche des schwingenden Profils
$a$	$m$	Stabiler Endradius des aufgerollten "Finiten Kanten-Wirbels" (FKW)
AN		Antrieb der FKW-Erzeuger
AR		Antriebsring, Fig. 6
AZ		Hydraulischer Arbeitszylinder, Fig. 5 u.a.
B	$m$	Breite (Spannweite) des schwingenden Profils (Flügels), Fig. 1
C	%	Konzentrations-Unterschiede der Fluidströme I, II nach der Mischung, Fig. 8
$C_{A,W,V}(t)$	-	Beiwerte für $F_{2,1}(t)$ (Auftrieb, Widerstand, Vortrieb; Referenzgeschwindigkeit $v_{MR}(t)$ )
$C_m$	-	Beiwert der über T zeitlich gemittelten Horizontalkraft $H_m$ nach Glg (8); ( Referenzgeschwindigkeit $v_m$ )
DT		Dampfturbine
$E(t), E(t_H)$	Nm	Momentaner, Rest-Energiegehalt eines FKW, Glg (7)
EM, EH		Elektromagnetischer, elektrohydraulischer Antrieb, Fig. 4
$F_{2,1}(t)$	N	Zirkulatorische Strömungskräfte ("Auftrieb" als Vortrieb, "Widerstand" als Abtrieb) nach Fig. 1
$F_{x,y}(t)$	N	Einzelkräfte in x,y-Richtung am System "Struktur-FKW" nach Glg (1)
f	-	Geschwindigkeitsverhältnis nach Glg (4) : $f=(f_{in} + f_a)=(v_m/v_{max})$
$f_D$	-	Faktor für den RANKINE-FKW, Glg (9)
FKW		Finites Kanten-Wirbel, Fig. 3 u.a.
GT		Gasturbine
$H(t), H_m$	N	Momentane, über T gemittelte Vortriebskraft am schwingenden Profil, Glg (8)

<b>K</b>	-	Reduzierte Frequenz des von $v_m$ durchströmten, schwingenden Profils, Glg (5)
<b>KS</b>		Mechanischer Antrieb mit Kurbelschleife, Fig. 7 u.a.
<b>KT</b>		Mechanischer Antrieb mit Kurbeltrieb, Fig. 4
<b>Le0, La1, Le1</b>		Benachbarte Leit- und Laufschaufel-Reihen eines TM-Gitters, Fig. 6
<b>m</b>	kg	Masse des FKW (Breite B, Radius a), Fig. 1
<b><math>\dot{m}</math></b>	kg/s	Mittlerer Massenstrom, Fig. 3 u.a.
<b><math>\dot{m}_{i,a}</math></b>	kg/s	Mittlerer Massenstrom im inneren, äußeren Kanal, Fig. 4 u.a.
<b>M(t)</b>	Nm	Momentanes Gesamt-Drehmoment am Profil, dem eine vorgegebene 2D- Bewegung $s(t)$ , $\varphi(t)$ aufgeprägt wird
<b><math>p_v</math></b>	bar	Druckverlust längs des FKW-Erzeugers, Fig. 7 u.a.
<b>P(t), <math>P_m</math></b>	W	Momentane Gesamtleistung (Antriebsleistung) des Profils Glg (7), über T gemittelte Antriebsleistung
<b>R</b>	m	Profil- (Tragflügel-) Sehne, Fig. 1
<b>R1, R2</b>		"Rotor" 1,2 in Fig. 8
<b><math>Re = (v_{max} R / \nu)</math></b>		Reynolds-Zahl der Kantenumströmung, Glg (5)
<b>"S"</b>		Sogzone des "Kantenmechanismus", Fig. 1
<b><math>s, \dot{s}, \ddot{s}(t)</math></b>		Translations-Bewegung des Profils, Glg (2)
<b><math>s_0</math></b>	m	Amplitude der Translationsbewegung $s(t)$
<b>S1, S2</b>		"Stator" 1,2 in Fig. 8
<b>SP</b>		"Spaltbelüftung", Fig. 3 u.a.
<b><math>Str = (\omega R / 2\pi v_m)</math></b>		Strouhal-Zahl der Profil-Schwingung, Glg (5)
<b>t</b>	sec	Zeit
<b><math>t_H</math></b>	sec	Dauer der FKW-Haftungsphase
<b><math>T = (2\pi / \omega)</math></b>	sec	Schwingungsdauer der Profil-Schwingung
<b>Tu</b>	%	Turbulenzgrad der Strömung
<b>TMA</b>		"Topfmagnet", Fig. 4 u.a.

TM		Turbomaschine
$v(t), v_{\max}$	m/s	Momentane, maximale Strömungsgeschwindigkeit an der Profil-HK, Fig. 1
$v_{PRN}(t)$	m/s	Momentane Netto-Normalkomponente der Strömungsgeschwindigkeit an der Profil-HK, Fig. 1
$v_{MR}(t)$	m/s	Resultierende Momentangeschwindigkeit, mit welcher der "mittlere Querschnitt" des Profils angeströmt wird, Fig. 1
$v_{dz}$	m/s	Zeitlich über T gemittelte Strömungsgeschwindigkeit, die von der Profilbewegung induziert wird, Fig. 1
$v_M(t)$	m/s	Momentaner Geschwindigkeitsvektor der Profilbewegung am Punkt M, Fig. 1
$v_m$	m/s	Zeitlich über T gemittelte Fluidgeschwindigkeit, die der "mittlere Querschnitt" des Profils "sieht", Fig. 1
$v_{inf}$	m/s	Externe, konstante Profil-Anströmgeschwindigkeit, Glg (4)
$v_{i,a}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im inneren, äußeren Kanal, Fig. 3
$w(y)$	m/s	Geschwindigkeitsprofil des Kühlstromes, Fig. 7
$x_s(t), y_s(t)$	m	Momentane Wegkoordinaten des FKW-Schwerpunktes S, Fig. 1
$\dot{x}_s(t), \dot{y}_s(t)$	m/s	Momentane Geschwindigkeitskomponenten des FKW-Schwerpunktes S, Fig. 1
$\ddot{x}_s(t), \ddot{y}_s(t)$	m <sup>2</sup> /s	Momentane Beschleunigungskomponenten des FKW-Schwerpunktes S, Fig. 1
Griechische Symbole :		
$\alpha_m$	W / m <sup>2</sup> °K	Zeitlich über T gemittelter Wärmeübergangskoeffizient $\alpha(t)$ , Fig. 7
$\alpha_k(t)$	W / m <sup>2</sup> °K	Momentaner konvektiver Wärmeübergangskoeffizient, Fig. 7
$\alpha_p(t)$	W / m <sup>2</sup> °K	Momentaner Prallkühl-Wärmeübergangskoeffizient, Fig. 7
$\Gamma(t)$	m <sup>2</sup> /s	Momentanwert der Zirkulation um das Profil ("Gebundener Wirbel"), Fig. 1



$\delta(t)$	m	Momentane Grenzschicht-Dicke, Fig. 7
$\zeta(\beta) = F_2 / F_1$		Verlauf der Profilqualität mit dem Anströmwinkel $\beta$ (dynamischer Fall)
$\eta_m$	%	Zeitlich über T gemittelter Gitterwirkungsgrad $\eta(t)$
$\theta_e$	kg m <sup>2</sup>	Äquivalentes, axiales Massenträgheitsmoment des FKW ("RANKINE"-Wirbel) : $\theta_e = f_D m a^2 / 2$
$\nu$	m <sup>2</sup> / s	Kinematische Zähigkeit des Fluids
$\varphi(t)$	rad	Momentaner Rotations-Winkel des Profils um seine Vorderkante, Fig. 1, Glg (2)
$\dot{\varphi}(t)$	rad / s	Momentane Winkelgeschwindigkeit des Profils ..., Fig. 1
$\ddot{\varphi}(t)$	rad / s <sup>2</sup>	Momentane Winkelbeschleunigung des Profils ....., Fig. 1
$\varphi_0$	rad	Amplitude des Rotationswinkels $\varphi(t)$ , Glg (2)
$\phi(t), \dot{\phi}(t), \ddot{\phi}(t)$		Momentane Drehbewegung des FKW, "angetrieben" durch $v_{PRN}(t)$ , Fig. 1
$\rho$	kg / m <sup>3</sup>	Massendichte des Fluids
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Kreisfrequenz der Profilschwingung, Glg (2)

## 8. REFERENZEN

### 8.1 PUBLIKATIONEN

- [ 1 ] POLING, D.R., TELIONIS, D.P.: "The response of airfoils to periodic disturbances - the unsteady KUTTA condition", AIAA Journal, Vol.24, No.2, 1989, pp.193-199
- [ 2 ] Mc CROSKEY, W.J., Mc ALISTER, K.W., CARR, L.W.: "Dynamic stall experiments on oscillating airfoils", AIAA Journal, Vol.14, No.1, 1976, pp.57-63
- [ 3 ] SONDAK, DORNEY : "Simulation of vortex shedding in a turbine stage", ASME Conf. 1998, paper 98-GT-242
- [ 4 ] FREYMUTH, P., GUSTAFSON, K.E., LEBEN, R.: "Visualization and computation of hovering mode", (in "Vortex Methods"), Phil. /Pa., USA, SIAM, 1991
- [ 5 ] LIEBE, W.: "Der Schwanzschlag der Fische", VDI-Zeitschrift, Band 105, Nr.28, VDI-Verlag Düsseldorf, 1963, S.1298 ff.
- [ 6 ] LIEBE, W.: "Die schwingende Hinterkante als Auftriebshilfe und zur Verminderung des Widerstands am Tragflügel", DGLR-Tagung, Berlin, 1999
- [ 7 ] LIEBE, W., LIEBE, R.: "A general finite vortex model to describe unsteady aerodynamics in nature", 1<sup>st</sup> Internat. Conference "Design & Nature 2002", Udine /Italy, 2002
- [ 8 ] LIEBE, R.: "Validation of the finite vortex model by analyzing unsteady aerodynamic experiments", 1<sup>st</sup> Internat. Conference "Design & Nature 2002", Udine /Italy, 2002
- [ 9 ] HEINKE, W., STOFFEL, B. et al.: "Numerische Simulation und experimentelle Untersuchungen zum Clocking-Effekt", 7.Seminar der AG TURBO, Köln, DLR, Nov.2000, S.11-1 ff
- [10] SCHIFFER, H.P., FOTTNER, L. et al.: "Hochbelastete, ungekühlte Turbinenbeschaufelung mit instationärer Zuströmung", 7.Seminar der AG TURBO, Köln, DLR, Nov.2000, S. 5-1 bis 5-16
- [11] ELSNER, W., STANISLAW, D.: "The nonstationary behaviour of stator profile boundary layer excited by periodic upstream wakes", Proc. of ASME TURBO EXPO 2002, paper GT-2002-30234, Amsterdam /NL, June 2002
- [12] DULLENKOPF, K., SCHULZ, A., WITTIG, S.: "Einfluß periodisch instationärer Zuströmbedingungen auf den zeitlich gemittelten Wärmeübergang an Turbinenschaufeln", 2.Seminar der AG Hochtemperatur-Gasturbine, Köln, DLR, 1990

[13] LEE, S.W. et al.: "Effects of high free-stream turbulence on the near-wall-flow and heat/mass transfer on the endwall of a linear turbine rotor cascade", Proc. of ASME TURBO EXPO 2002, paper GT-2002-30187, Amsterdam /NL, June 2002

[14] DIDIER, F., DENOS, R., ARTS, T.: "Unsteady rotor heat transfer in a transsonic turbine stage", Proc. of ASME TURBO EXPO 2002, paper GT-2002-30195, Amsterdam /NL, June 2002

## 8.2 PATENTE

[A] BRD-Patent 900 526, W.LIEBE, Berlin /Deutschland: "Förderklappe für Flüssigkeiten", Juni 1951

[B] US Patent 3,475,108 ; W.ZICKUHR, Mülheim /Deutschland : "Blade structure for turbines", February 1968

[C] US Patent 5,486,091 ; O.P.SHARMA, /USA : "Gas turbine airfoil clocking", January 1996

## 9. ABBILDUNGEN

**Fig. 1** Das "Finite Wirbel Modell" (FVM: Finite Vortex Model) am Beispiel einer 2D-Profil-Bewegung (Vgl. Ref [7])

**Fig. 2** FVM-Rechnenergebnisse für eine schwingende Platte analog Fig. 3 (b): Dimensionslose Vortriebskraft ( $C_m$ ) als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses ( $f$ ) nach Ref [7]

**Fig. 3** Erzeugung effizienter Kantenwirbel: Endliche Umströmung scharfer Kanten :  
(a) Translation  $s(t)$ , (b) Rotation  $\varphi(t)$ , (c) Gegenläufige Rotationen  $\varphi(t)$ ,  
(d) Massenstrom-Differenz-Puls [ $\dot{m}_i(t) - \dot{m}_a$ ]

**Fig. 4** FÖRDERN von Fluiden (1) : Gleichtakt

**Fig. 5** FÖRDERN von Fluiden (2) : Gegentakt

**Fig. 6** GITTERSTRÖMUNG : Gas- und Dampfturbinen

**Fig. 7** Bauteil-KÜHLUNG : Gasturbinen u.a.

**Fig. 8** MISCHEN von Fluidströmen : Gasturbinen u.a.

## 6. ANSPRÜCHE

- 1) Ein neues physikalisches Modell, Fig. 1: Das in [7] beschriebene "Finite Wirbel Modell" zur Simulation instationärer Fluid-Struktur-Wechselwirkung bei schwingenden Profilen. Folgende Merkmale kennzeichnen das sehr allgemeine Näherungsverfahren ( Vgl. [5] bis [7] ), das inzwischen durch Nachrechnung unterschiedlicher Experimente erfolgreich validiert ist [8]:
  - Ersatz der KUTTA-Bedingung "Glatte Abfluß an der Hinterkante" durch eine allgemeinere "Aufrollbedingung" für den "Finiten Kanten Wirbel" (FKW): Endliche HK-Normalumströmung  $v_{PRN}(t)$
  - Einführung des "Kantenmechanismus" [5], der beim stabilen FKW (max. Radius  $a$ ) auf die Wirbel-Zirkulation  $|\Gamma(t)| = 2\pi a v_{PRN}(t)$  führt
  - Schnelles Auffüllen des FKW mit anschließendem  $a = \text{const}$ , Zunahme der Rotation und "Nettodurchströmung" des Wirbels während seiner "Haftungsphase"  $t_H$
  - Zirkulatorische Wechselwirkung zwischen  $\Gamma(t)$  des gebundenen Wirbels der "Mantelströmung" und der momentanen Profil-Anströmgeschwindigkeit  $v_{MR}(t)$  während  $t_H$
  - Der "Netto-Kantenwirbel" hat RANKINE-Charakter; sein äquivalentes Trägheitsmoment wird durch Integration der Geschwindigkeitsverteilung bestimmt
- 2) Ein neues Berechnungsverfahren nach Anspruch 1), mit dem die gekoppelte Systemdynamik des gebundenen Systems nach dem Prinzip von D'Alembert explizit bestimmt wird: Struktur- und Wirbel-Dynamik mit zeitabhängigen Kräften, Momenten, Zirkulation, Bewegungsgrößen, Energie- und Leistungsanteilen etc. ( Glg (1) bis (9) ). Sämtliche Größen werden bei vorgegebener 2D-Profilkinematik numerisch integriert. Das Modell ist allgemeiner als heutige Tragflügelmethoden, die mit den Einschränkungen 1) bis 4), Kap. 2 arbeiten (Fig. 2 zeigt Teilergebnisse einer Anwendungsrechnung).
- 3) Es werden neue Kenngrößen nach Anspruch 1), 2) eingeführt, die eine realistische Beschreibung des Einflusses von  $v_{inf}$  auf die Systemdynamik ermöglichen:
  - Die Größe "f" Glg (4)
  - Die auf  $v_{max}$  bezogene Größe "Re" Glg (5)
  - Die Größen "K" und "Str" Glg (5)

- 4) Verschiedene Bauformen von Wirbelerzeugern nach Fig. 3, die dem effizienten Erzeugen bzw. Tilgen von FKW nach den Ansprüchen 1) bis 3) dienen. Gegenüber heutigen passiven Einrichtungen haben diese "aktiven" Wirbelerzeuger die im Kap. 4 beschriebenen Vorteile. Zur optimalen Gestaltung der Konstruktionen Fig. 3 (a) bis (d) werden sieben "Design-Regeln" a) bis g) angegeben.
- 5) Die technischen Anwendungen periodisch erzeugter Kantenwirbel nach Anspruch 1) bis 4) umfassen ein weites Feld :
- Das Fördern von Fluiden
  - Die Erzeugung von Vortrieb /Auftrieb
  - Die Verbesserung von Strömungen durch TM
  - Die Bauteilkühlung
  - Das Mischen von Fluidströmen

Im Rahmen der vorliegenden Erfindungsmeldung wird auf die einzelnen Möglichkeiten in Energietechnik, Maschinenbau, Luftfahrt, Verfahrenstechnik u.a. nicht eingegangen; vielmehr werden vier Anwendungen für thermische Turbomaschinen exemplarisch, mit speziellem Bezug zu stationären Gasturbinen (GT) im Detail behandelt .

- 5.1) Das effiziente Fördern von Fluiden, Fig. 4, 5, unter Nutzung der FKW-Erzeuger in Fig. 3 nach Glg (10). Der Wirbelaufbau erfolgt durch schnelle Bewegungen der Profil-HK entweder im Gleich- oder Gegentakt; eine andere Möglichkeit besteht in der Erzeugung von Ringwirbeln an Kanalausritten durch schnelle Massenstrom-Pulsationen  $\dot{m}(t)$ . Die vorgeschlagenen Förder-einrichtungen können rein mechanisch, elektromagnetisch oder elektrohydraulisch angetrieben werden. Für spezielle GT-Anwendungen zur Steigerung von Leistung und Wirkungsgrad können o.g. Vorrichtungen zur Verbesserung diverser Verdichter-Entnahmestrome /Kühlluftströme eingesetzt werden.
- 5.2) Die Verbesserung von Gitterströmungen, Fig. 6, unter Nutzung der FKW-Erzeuger in Fig. 3 nach Glg (11). Der Vorschlag hat zwei Aspekte:
- A) Die Verbesserung der Le0-Profilaerodynamik
  - B) Die Erzeugung geeigneter Strömungspulse und deren optimale Nutzung in nachfolgenden Clocking-Reihen

Die erzielbaren  $\eta_m$ -Erhöhungen etc. hängen von vielen Einflußparametern ab, wie Frequenz, Pulsstärke der erzeugten Wirbel etc. ( Kap. 5.2 ). Gegenüber heute untersuchten "stationären" Nachläufen hat die Gitterausführung in Fig. 6 (a) eine Reihe von Vorteilen: Separate Einzelwirbel mit frei wählbarer Frequenz, Amplitude, Pulsform; verbesserte Le0-Aerodynamik etc. (Kap. 5.2). Als Antrieb ist eine elektrohydraulische Lösung dargestellt. Die speziel-

le Anwendung auf GT betrifft das Verdichter-Gitter : Höheres  $\eta_m$ ,  
größerer Pumpabstand, geringere Schaufelzahl.

5.3) Die Verbesserung der Bauteilkühlung, Fig. 7, unter Nutzung der FKW-Erzeuger in Fig. 3 nach Glg (12). Die Verbesserung ist durch eine Druckverlust-arme Erzeugung von Geschwindigkeits-Schwankungen gekennzeichnet, die höhere Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_m$  bewirken. Als Antrieb zeigen Fig. 7 (c) (d) eine mechanische und elektromagnetische Variante. Die Anwendung auf die Kühlung von GT-Heißeilen läßt Folgendes erwarten :

- Die Erhöhung des bezogenen Wärmeüberganges bei konvektiver, Prall- und Film-Kühlung
- Die Reduktion der "Welligkeit" bei Prallkühlung
- Eine Einsparung an notwendiger Kühlluftmenge

Damit wiederum ist eine Kombination von GT-Leistungs- / Wirkungsgrad-erhöhung sowie  $\text{NO}_x$ -Absenkung möglich.

5.4) Der doppelte Vorteil von "Fördern" (Anspruch 5.1) sowie "Bauteilkühlung" (Anspruch 5.3) kommt bei Anwendungen auf die GT-Kühlluft-Systeme zur Geltung: Der Einsatz der FKW-Erzeuger Fig. 3 in Verdichter-Entnahmeleitungen zur Kühlluftversorgung spart einmal an Druckbedarf (Pumpwirkung); zum zweiten wird Kühlluft eingespart durch einen höheren Wärmeübergang (Geschwindigkeits-Schwankungen).

5.5) Das effiziente Mischen von Fluidströmen, Fig. 8, unter Nutzung der FKW-Erzeuger in Fig. 3 nach Glg (13). Hierbei wird eine hohe und gleichmäßige Mischgüte dadurch erreicht, daß die Misch-Strecke einmal mehrstufig ausgeführt wird, zum anderen jeweils Paare von Wirbel-Erzeugern und -Tilgern gegeneinander um  $90^\circ$  versetzt angeordnet werden. Anwendungen im Gasturbinenbau betreffen die Vormischung von Luft / Erdgas sowie die Mischung von Heizöl / Wasser (Zur  $\text{NO}_x$ -Reduktion).

AUFGEPRÄGTE PROFIL-BEWEGUNG:  $s(t)$ ,  $\phi(t)$   
DARGESTELLT IST DIE "AUFWÄRTS"-PHASE:

RECHTSDREHENDER FKW,  $F_2$  ALS "VORTRIEB"  
UND  $F_1$  ALS "ABTRIEB", (z.B.:  $v_{in} = v_{inf}$ )

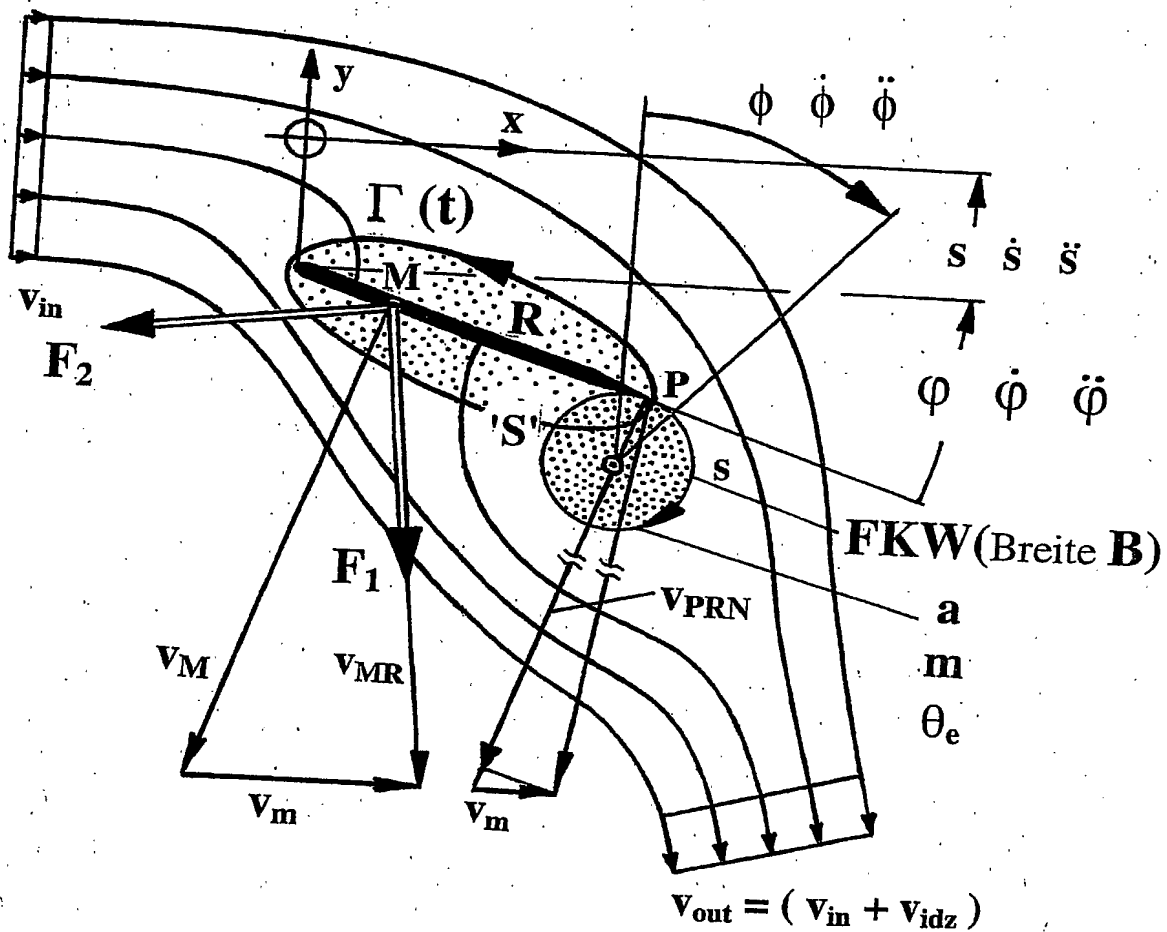


Fig. 1 Das "Finite Wirbel Modell" (FVM: Finite Vortex Model am Beispiel einer 2D-Profil-Bewegung (Vgl. Ref [7])



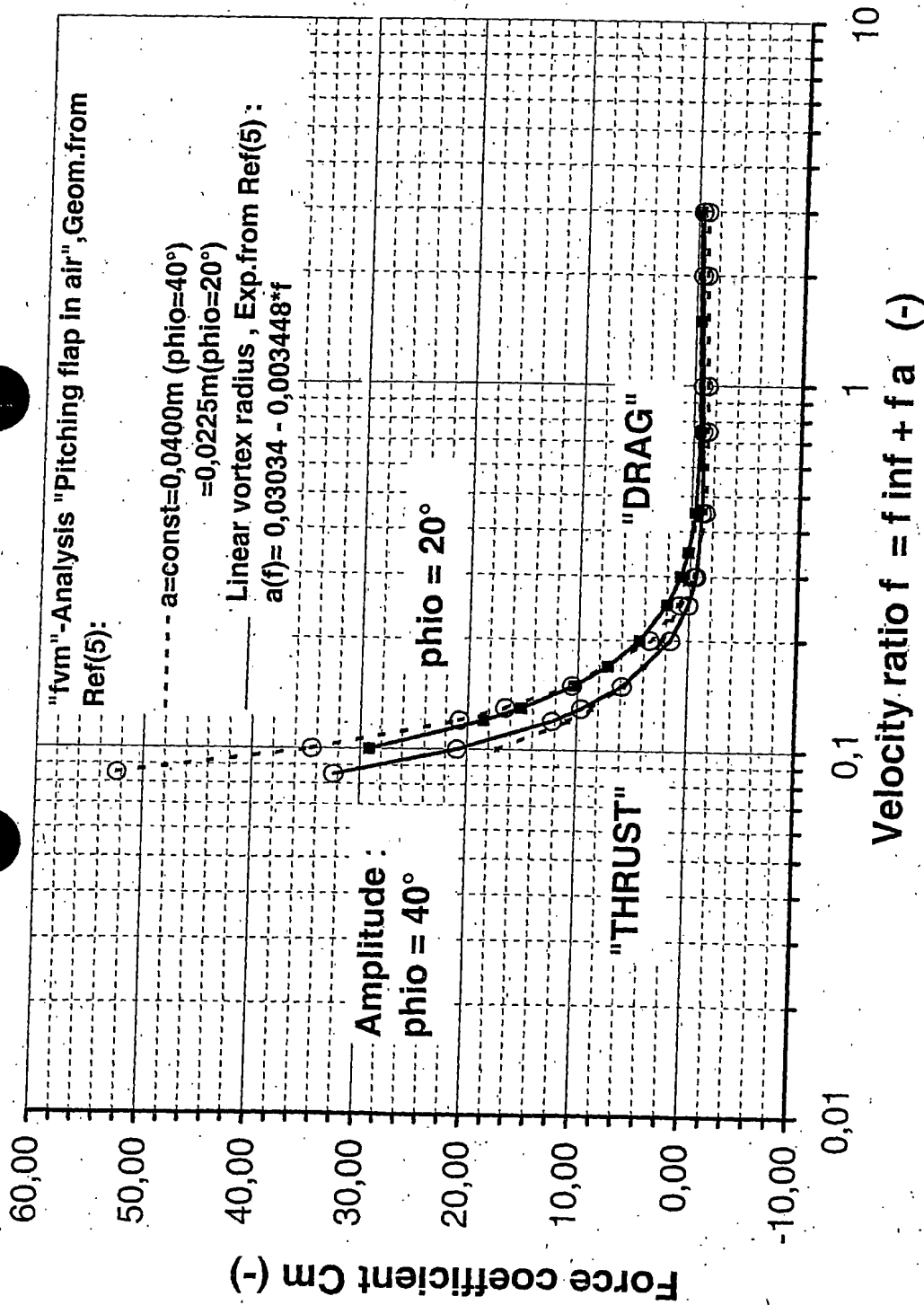


Fig. 2 FVM-Rechnergebnisse für eine schwingende Platte analog Fig. 3 (b) : Dimensionslose Vortriebskraft ( $C_m$ ) als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses ( $f$ ) nach Ref [7]

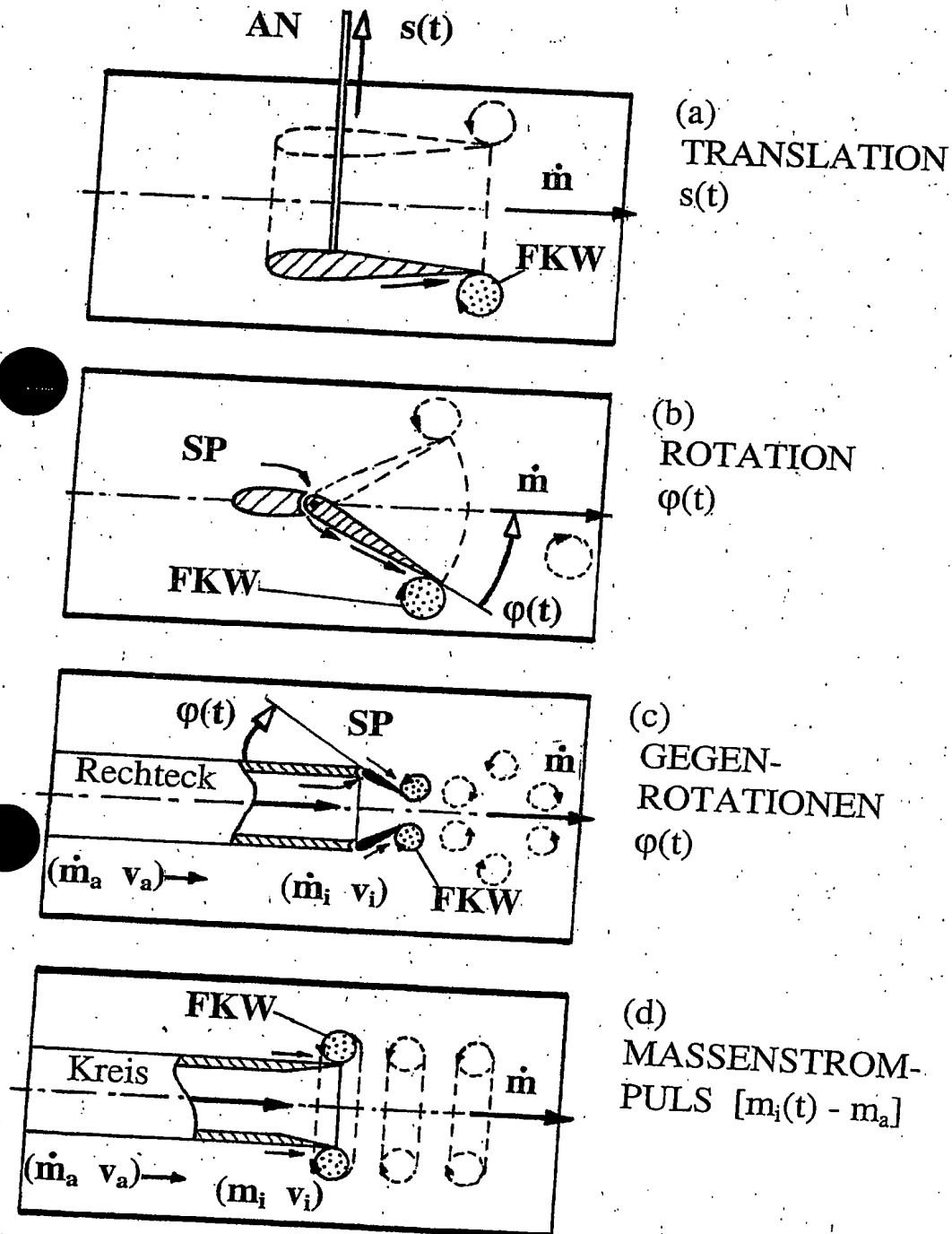
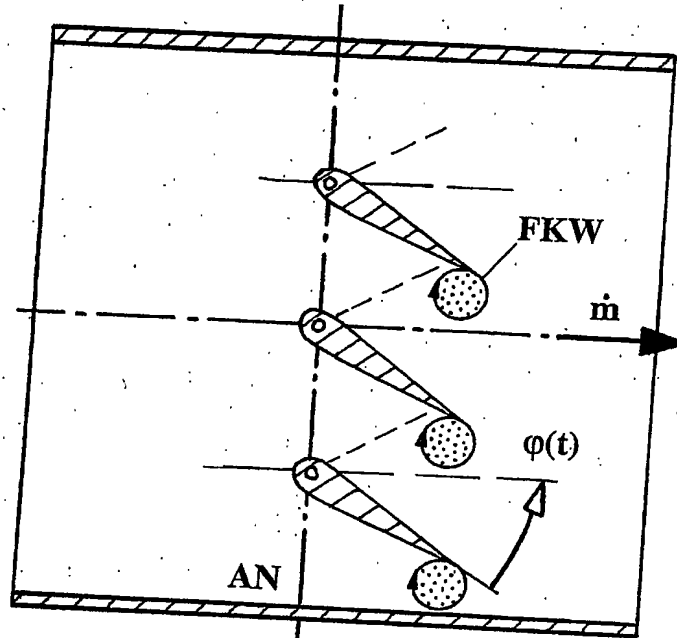


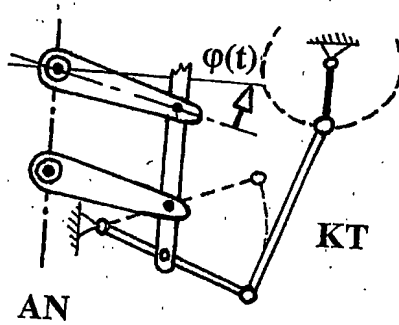
Fig. 3 Erzeugung effizienter Kantenwirbel: Endliche Umströmung scharfer Kanten:  
 (a) TRANSLATION  $s(t)$ , (b) ROTATION  $\varphi(t)$ , (c) GEGEN-ROTATIONEN  $\varphi(t)$ , (d) MASSENSTROM-PULS  $[m_i(t) - m_a]$

35

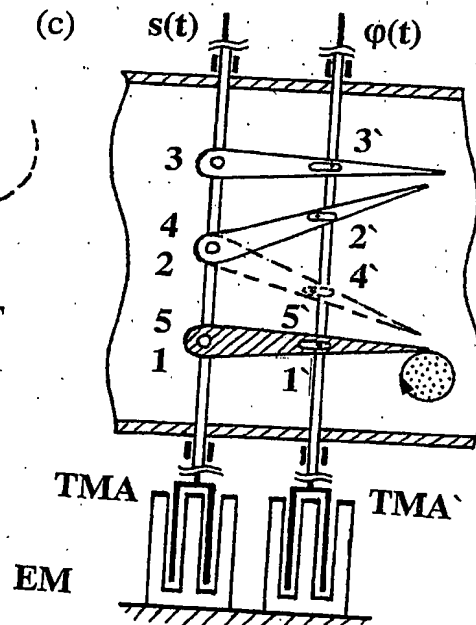
(a) FÖRDER-STRECKE



(b) ANTRIEBE



(c)



**Fig. 4 FÖRDERN von Fluiden (1): Gleichtakt**

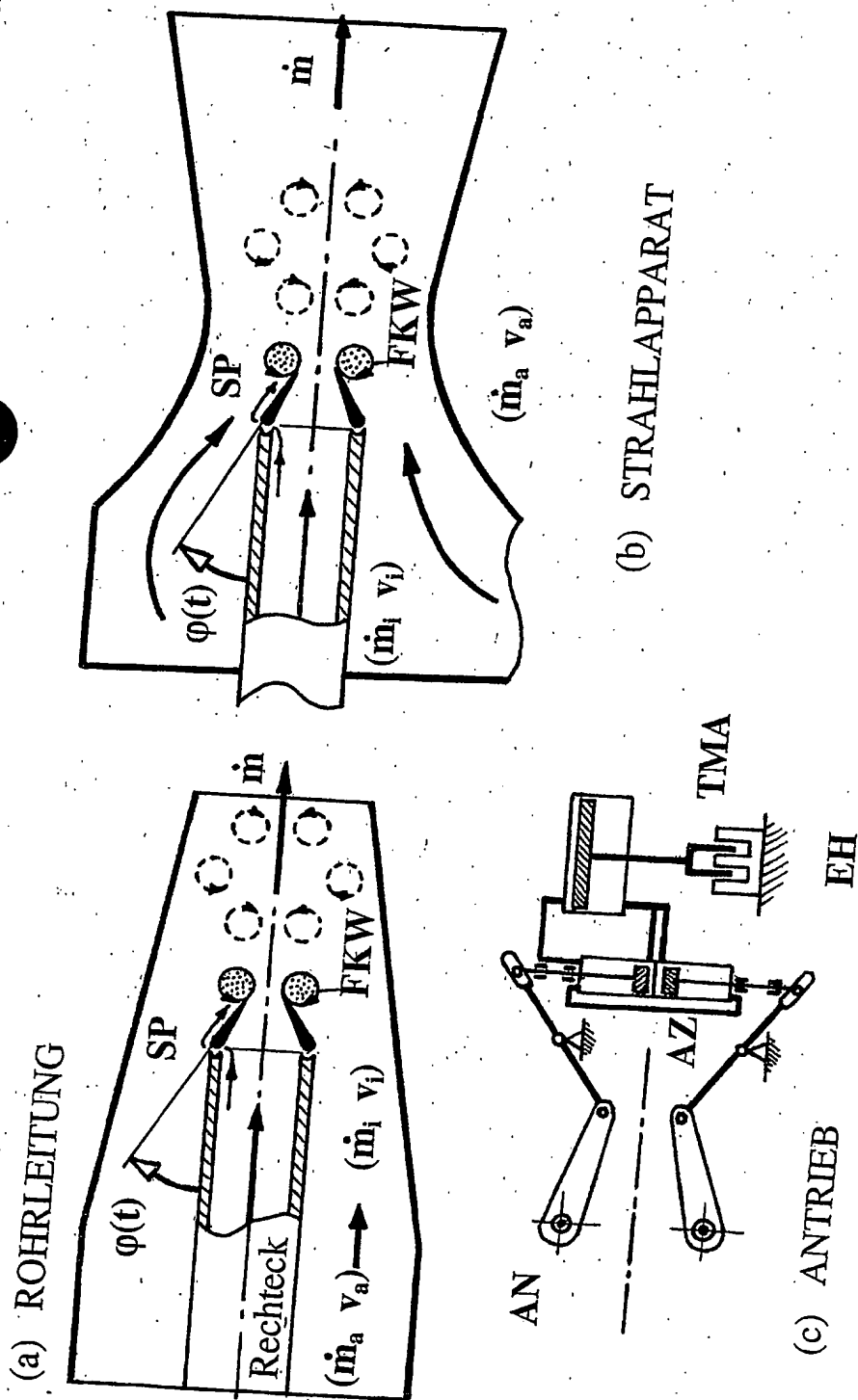
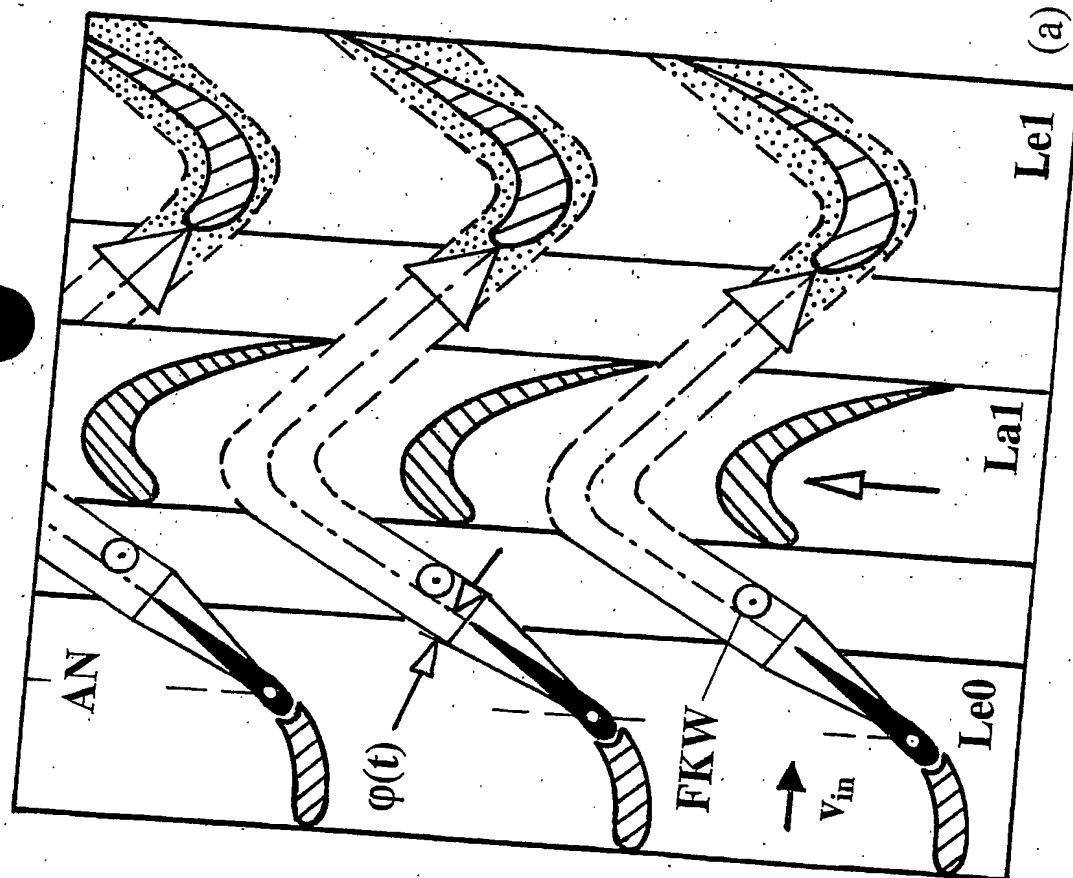
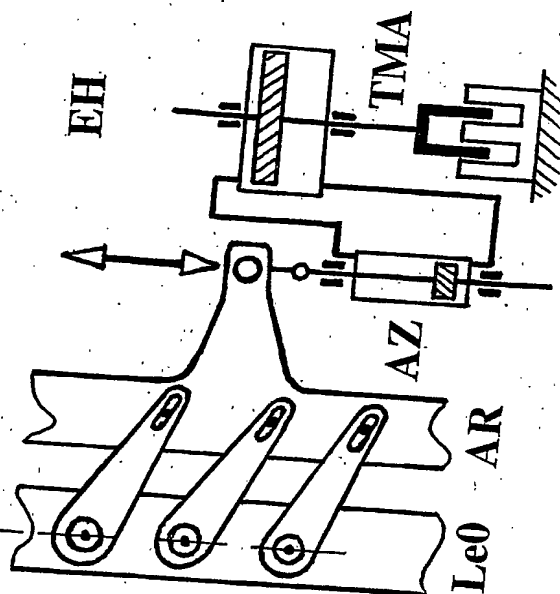


Fig. 5 FÖRDERN von Fluiden (2) : Gegenteil



(b) ANTRIEB

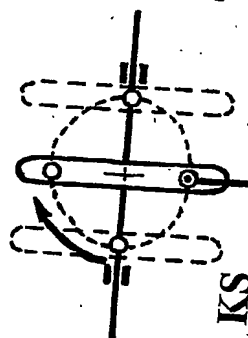


(a) GITTER

Fig. 6 GITTERSTRÖMUNG: Gas- und Dampfturbinen

38

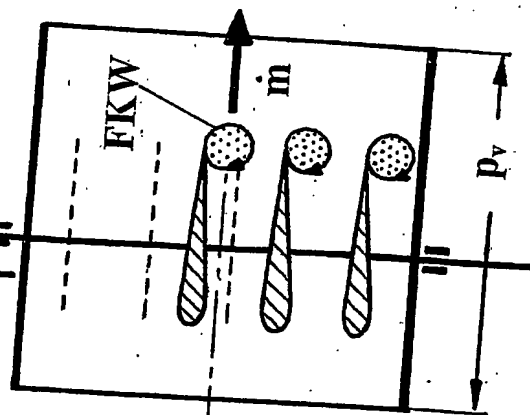
(c) ANTRIEB



EM

TMA

$s(t)$



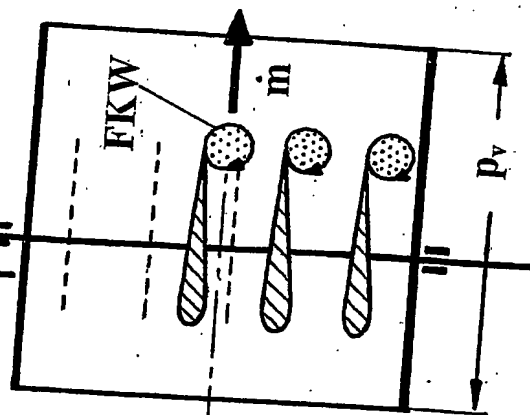
(a) FKW-ERZEUGER

(d) ANTRIEB

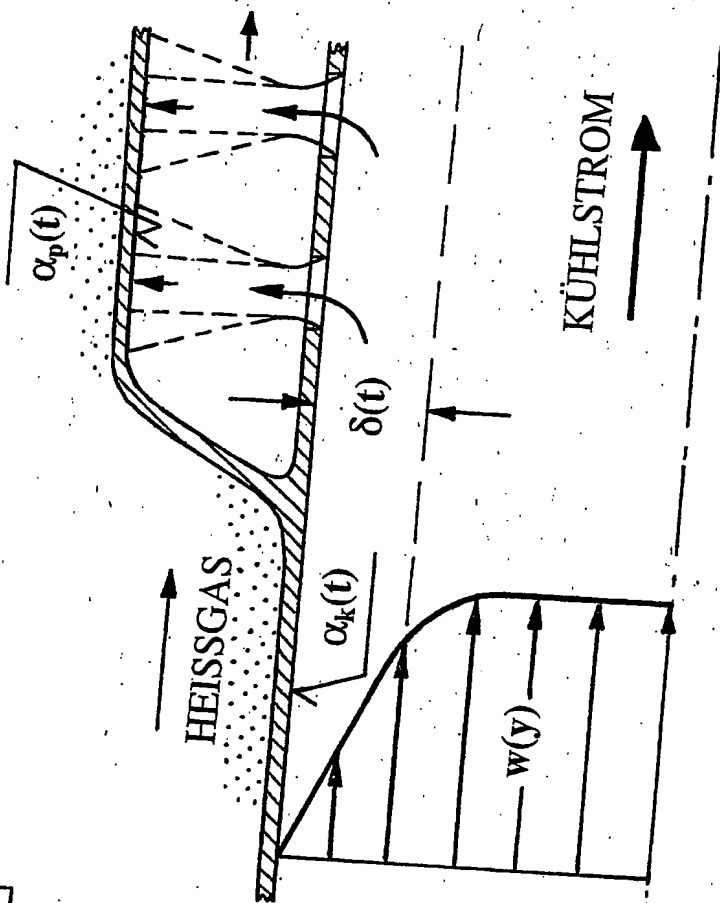
EM

TMA

$s(t)$



(a) FKW-ERZEUGER



(b) KÜHLUNG

Fig. 7 Bauteil-KÜHLUNG : Gasturbinen u.a.

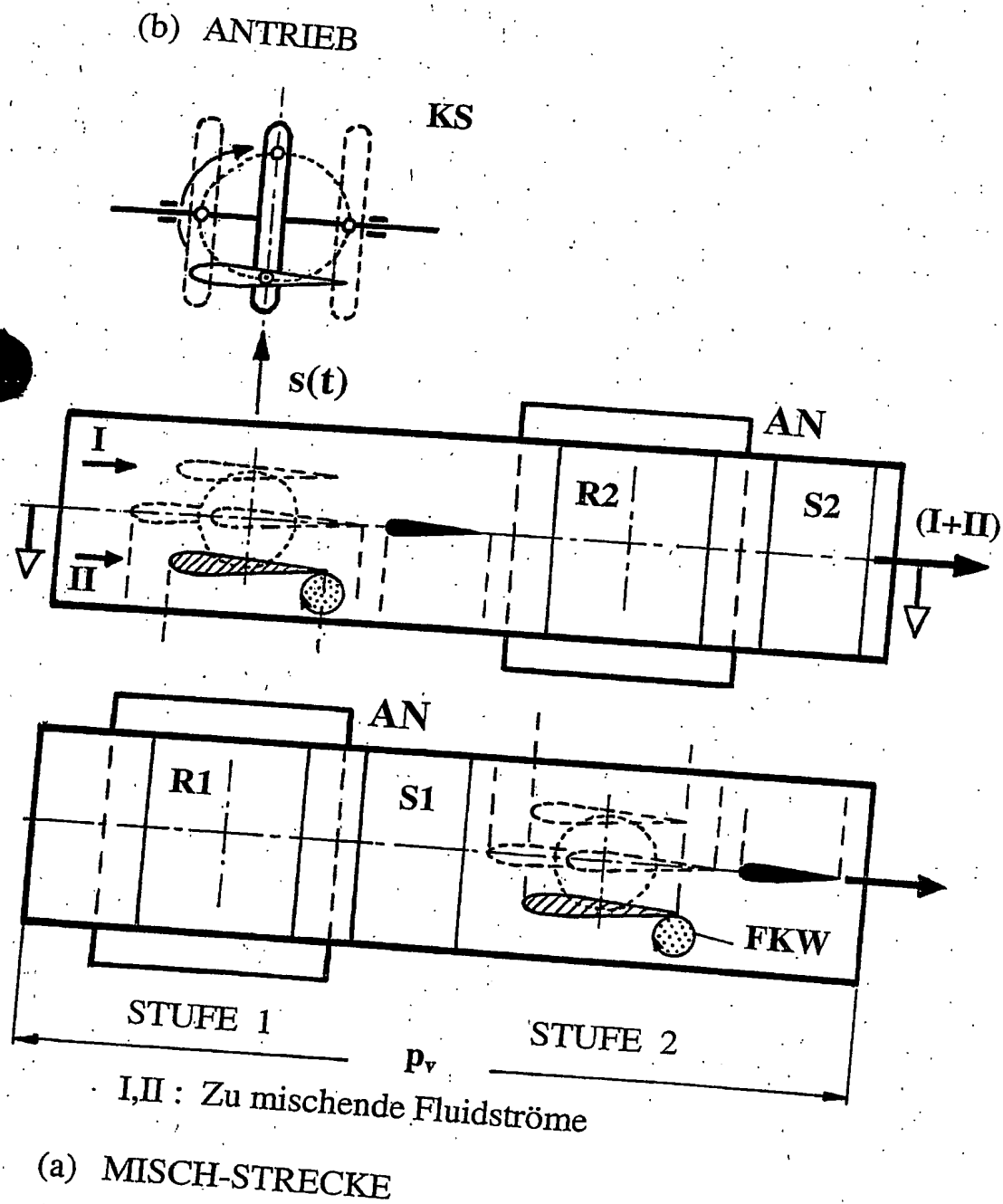


Fig. 8 MISCHEN von Fluidströmen : Gasturbinen u.a.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ BLACK BORDERS

☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

☐ FADED TEXT OR DRAWING

☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

☐ SKEWED/SLANTED IMAGES

☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

☐ GRAY SCALE DOCUMENTS

☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**